

МАШИНОБУДУВАННЯ, АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА ТА ПРОЦЕСИ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ

УДК 693.546

В. Ловейкін, докт. техн. наук; К. Почка

Київський національний університет будівництва і архітектури

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

Запропоновано нову конструкцію роликової формувальної установки, яка складається з двох спарених візків, що приводяться в рух від одного приводу, до складу якого входять два однакових кривошипно-повзунних механізми, кривошпи яких зміщені між собою на кут $\pi/2$. Динамічний аналіз роликової формувальної установки проведено з метою визначення оптимального зміщення кута між кривошипами двох візків, що забезпечує зменшення максимального сумарного значення кінетичної енергії візків до їх середнього рівня і значне зменшення енергетичних витрат при зворотно-поступальному русі візків, а також покращення динаміки руху всієї системи.

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привід зворотно-поступального руху формувального візка з уключуючими роликами [1-5]. Під час постійних пуско-гальмівних режимів руху втрачається значна частина енергії, яка йде на втомне руйнування конструкції. Для зменшення витрат енергії запропонована конструкція роликової формувальної установки (рис.1), яка складається з двох спарених візків 1 і 2, що приводяться в рух від одного приводу 5. Привід складається з двох кривошипно-повзунних механізмів, кривошпи яких зміщені між собою на певний кут. Така конструкція формувальної установки дозволяє здійснювати передачу енергії від одного візка, який здійснює процес гальмування, до іншого, який в цей час розганяється. В літературі відсутні результати динамічних властивостей такої формувальної установки.

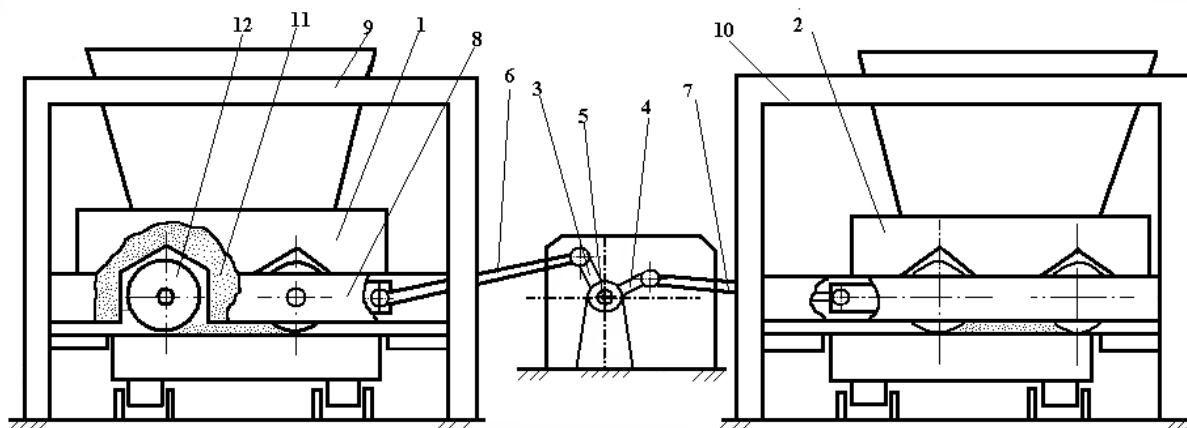


Рис. 1. Установка для формування плоских залізобетонних виробів на спарених постах з єдиним рекупераційним приводом

Тому метою цієї роботи є дослідження динамічних властивостей формувальної установки з рекуперативним приводом, схема якої показана на рис. 2. Основна задача цих досліджень полягає в тому, щоб визначити таке зміщення $\Delta\varphi$ осей кривошипів приводу, при яких енергетичні витрати привідного механізму були б мінімальними [4].

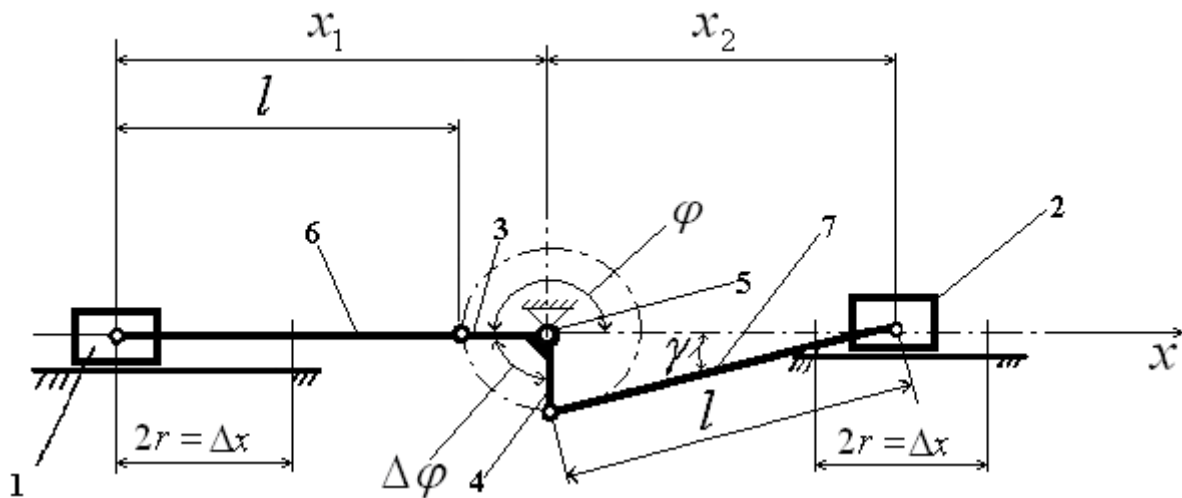


Рис. 2. Кінематична схема спарених кривошипно-повзунних механізмів, які реалізують рекуперацію енергії при зворотно-поступальному русі візків

Для проведення динамічного аналізу запропонованої формувальної установки визначимо швидкості і прискорення візків 1 і 2 при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$):

$$\dot{x}_1 = -r \cdot \dot{\varphi} \sin \varphi - l \cdot \dot{\beta} \sin \beta; \quad (1)$$

$$\dot{x}_2 = -r \cdot \dot{\varphi} \sin(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \dot{\gamma} \sin \gamma, \quad (2)$$

де r - радіус кривошипів; l - довжина шатунів; φ - кутова координата положення кривошипа; $\dot{\varphi} = \omega$ - кутова швидкість кривошипів; $\Delta\varphi$ - кут зміщення одного кривошипу відносно іншого; β - кутова координата, яка визначає положення шатуна 6 відносно горизонталі; γ - кутова координата, яка визначає положення шатуна 7 відносно горизонталі.

Кутові координати положення шатунів 6 і 7 відносно горизонталі визначаються залежностями:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right); \quad \gamma = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)\right). \quad (3)$$

Диференціюючи залежності (3) за часом визначимо кутові швидкості обертання шатунів 6 і 7 відносно їх точок з'єднання з візками 1 і 2 відповідно:

$$\dot{\beta} = \frac{r}{l} \cdot \dot{\varphi} \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}}; \quad \dot{\gamma} = \frac{r}{l} \cdot \dot{\varphi} \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}}. \quad (4)$$

Підставивши залежності (3) і (4) у вирази (1) та (2), отримаємо кінцеві формули для визначення лінійних швидкостей першого та другого візків формувальної установки:

$$\ddot{x}_1 = -\dot{\varphi} r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad (5)$$

$$\ddot{x}_2 = -\dot{\varphi} r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right). \quad (6)$$

Диференціюючи вирази (5) та (6) за часом, знайдемо залежності для визначення лінійних прискорень формувальних візків:

$$\ddot{x}_1 = -r \cdot (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cdot \cos \varphi) - l \cdot (\ddot{\beta} \sin \beta + \dot{\beta}^2 \cdot \cos \beta); \quad (7)$$

$$\ddot{x}_2 = -r \cdot [\ddot{\varphi} \sin(\varphi + \Delta\varphi) + \dot{\varphi}^2 \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi)] + l \cdot (\ddot{\gamma} \sin \gamma + \dot{\gamma}^2 \cdot \cos \gamma), \quad (8)$$

де $\ddot{\varphi}$ - кутове прискорення привідного валу установки.

Оскільки $\dot{\varphi} = \omega = const$, то $\ddot{\varphi} = 0$.

Кутові прискорення обертання шатунів 6 і 7 навколо точок їхнього з'єднання з візками 1 і 2 відповідно визначаються шляхом диференціювання за часом залежностей (4):

$$\ddot{\beta} = \frac{r}{l} \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin \varphi \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi\right)} - 1 \right)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}}; \quad (9)$$

$$\ddot{\gamma} = \frac{r}{l} \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)\right)} - 1 \right)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}}. \quad (10)$$

Підставивши залежності (9) і (10) у вирази (7) та (8), отримаємо кінцеві формули для визначення лінійних прискорень візків формувальної установки:

$$\ddot{x}_1 = r \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi\right)} - 1 \right)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad (11)$$

$$\ddot{x}_2 = r \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)\right)} - 1 \right)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right). \quad (12)$$

Для оцінки руху визначимо функції кінетичної енергії візків установки в процесі формування:
першого –

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left[1 - \frac{\cos \varphi}{\sqrt{l^2/r^2 - \sin^2 \varphi}} \right]^2; \quad (13)$$

другого –

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_2^2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left[1 + \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{l^2/r^2 - \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right]^2. \quad (14)$$

Тоді кінетична енергія всієї установки в процесі формування, коли маси візків однакові ($m_1 = m_2 = m$), з урахуванням виразів (13) і (14) визначається залежністю

$$T = T_1 + T_2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \left[\sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right)^2 \right]. \quad (15)$$

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипу має вигляд

$$T_{cp} = \frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} T \cdot dt, \quad (16)$$

де t_1 - тривалість руху установки за один оберт кривошипу ($t_1 = 2\pi/\omega$).

Тоді відхилення екстремального значення T_{ext} кінетичної енергії від її середнього T_{cp} значення визначається залежністю

$$\Delta T_{max} = |T_{ext} - T_{cp}|, \quad (17)$$

а відхилення між її максимальним T_{max} та мінімальним T_{min} значеннями можна визначити за допомогою виразу

$$\Delta T = T_{max} - T_{min}. \quad (18)$$

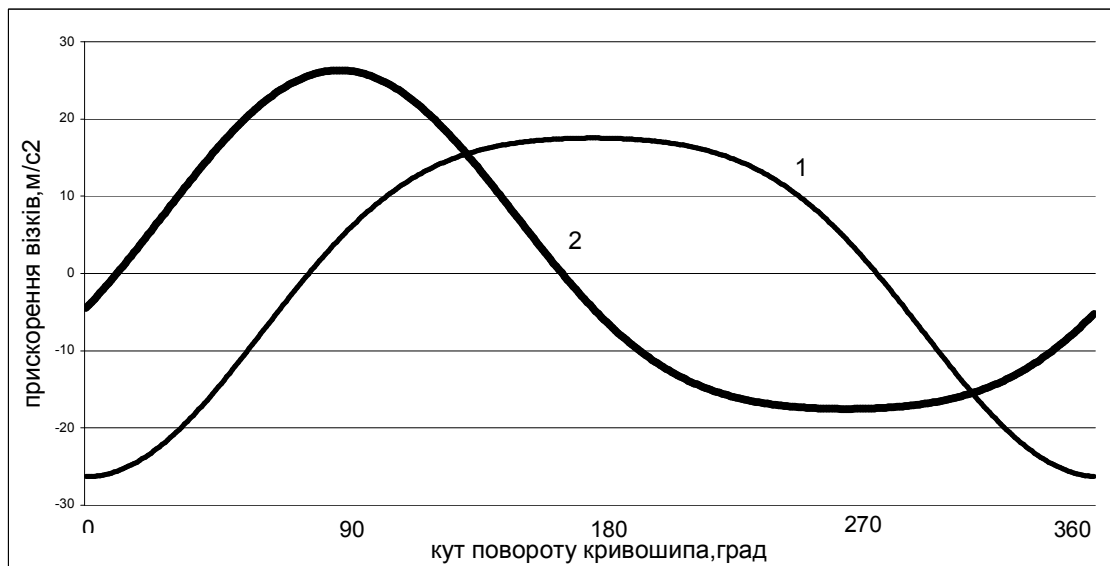
Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії

$$\varepsilon_1 = \Delta T / T_{cp}; \quad \varepsilon_2 = \Delta T_{max} / T_{cp}. \quad (19)$$

Для формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,5 \text{ рад/с}$; $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 1,0 \text{ м}$; $m = 1000 \text{ кг}$ визначені кінематичні характеристики візків і побудовані графіки зміни швидкостей (рис. 3, а) та прискорень (рис. 3, б) візків 1 та 2. Аналіз цих графіків показує, що рух візків здійснюється зі зміщенням кінематичних характеристик на кут $\Delta\varphi = \pi/2$.



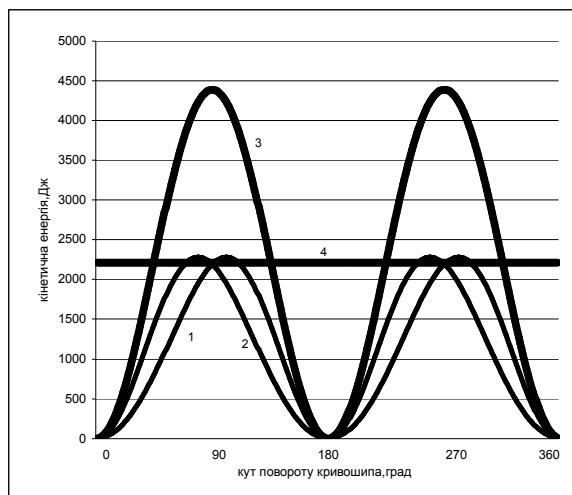
а



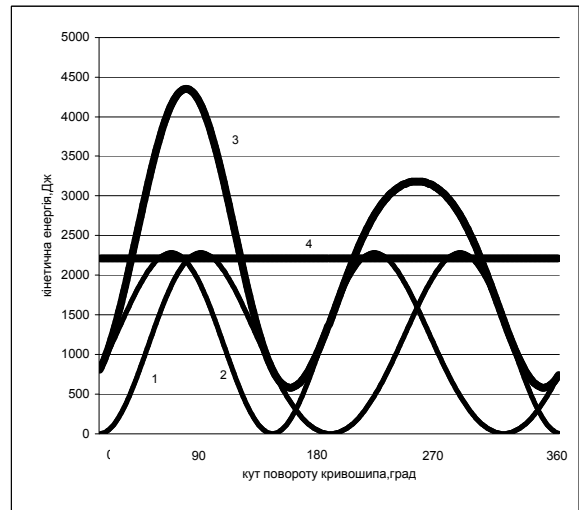
б

Рис. 3. Графіки зміни швидкості (а) та прискорення (б) візків від кута повороту кривошипа:
1 – візок 1, 2 – візок 2

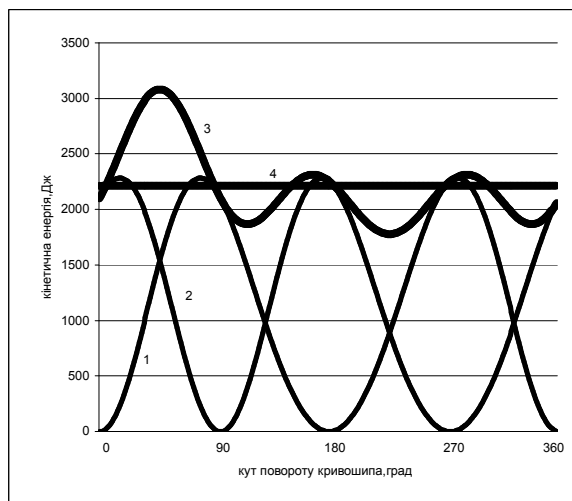
Для цієї ж формуальної установки визначені функції кінетичної енергії першого – 1 та другого – 2 візків, їхнього сумарного – 3 та середнього – 4 значень при різних значеннях кута $\Delta\varphi$ (рис. 4). Аналіз цих графіків показує, що найменше відхилення максимального значення кінетичної енергії від її середнього значення спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = \pi/2$. Для цього значення кута $\Delta\varphi$ середнє значення кінетичної енергії $T_{cp} = 2215 \text{ Дж}$, а її максимальне значення $T_{\max} = 2864 \text{ Дж}$. При цьому відхилення $\Delta T_{\max} = 649 \text{ Дж}$, а $\Delta T = 1252 \text{ Дж}$. Ці параметри визначені також для інших значень кута $\Delta\varphi$ і зведені в таблиці 1 та 2.



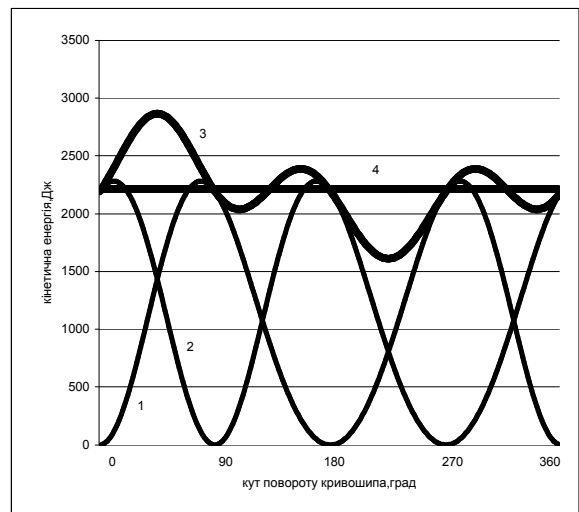
а)



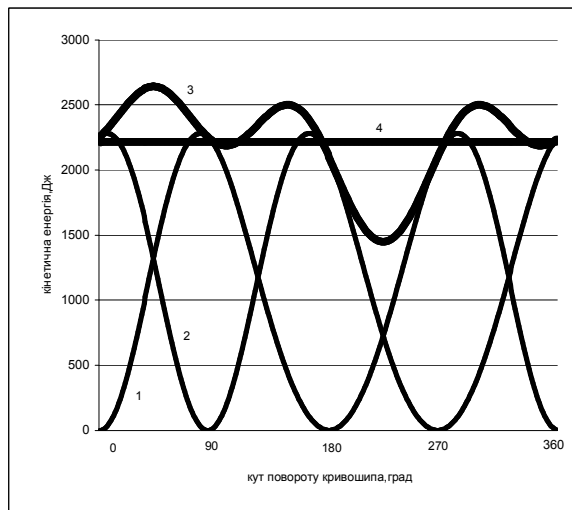
б)



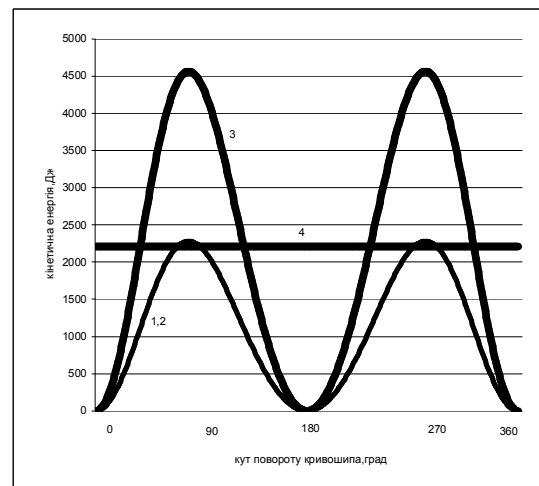
в)



г)



д)



е)

Рис. 4. Графіки зміни кінетичної енергії установки при різних значеннях кута зміщення кривошипів:
 а - $\Delta\varphi = 0^\circ$; б - $\Delta\varphi = 45^\circ$; в - $\Delta\varphi = 85^\circ$; г - $\Delta\varphi = 90^\circ$; д - $\Delta\varphi = 95^\circ$; е - $\Delta\varphi = 180^\circ$;
 1,2 – кінетична енергія першого та другого візків відповідно;
 3 – сумарна кінетична енергія; 4 – середнє значення сумарної кінетичної енергії

Таблиця 1

$\Delta\varphi, ^\circ$	0	30	60	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90
$T_{\max}, Дж$	4385	4536	3992	3246	3205	3164	3122	3080	3037	2995	2952	2908	2864
$T_{\min}, Дж$	0	265	1006	1725	1760	1797	1812	1777	1744	1711	1677	1645	1612
$\Delta T, Дж$	4385	4271	2986	1521	1445	1367	1310	1303	1293	1284	1275	1263	1252
$\Delta T_{\max}, Дж$	2215	2321	1777	1031	990	949	907	865	822	780	737	693	649
ε_1	1,9797	1,9282	1,3481	0,6867	0,6524	0,6172	0,5914	0,5883	0,58375	0,5797	0,5756	0,5702	0,5652
ε_2	1	1,048	0,8022	0,4655	0,447	0,4285	0,4095	0,3905	0,371	0,352	0,3327	0,313	0,293

Таблиця 2

$\Delta\varphi, ^\circ$	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	120	150	180
$T_{\max}, Дж$	2820	2776	2732	2687	2643	2597	2555	2584	2614	2643	3339	4224	4562
$T_{\min}, Дж$	1579	1546	1514	1483	1451	1419	1388	1357	1327	1296	749	192	0
$\Delta T, Дж$	1241	1230	1218	1204	1192	1178	1167	1227	1287	1347	2590	4032	4562
$\Delta T_{\max}, Дж$	636	669	701	732	764	796	827	858	888	919	1466	2023	2347
ε_1	0,5603	0,5553	0,5499	0,5436	0,53815	0,5318	0,5269	0,55395	0,58104	0,60813	1,1693	1,8203	2,0596
ε_2	0,287	0,302	0,3165	0,3305	0,345	0,3594	0,3734	0,3873	0,4009	0,4149	0,66185	0,9133	1,06

Аналіз даних таблиць 1 та 2 показує, що найменше відхилення між максимальним та мінімальним значеннями кінетичної енергії всієї установки досягає значення $\Delta T = 1167 \text{ Дж}$ при куті зміщення між осями кривошипів $\Delta\varphi = 97^\circ$. Крім того, з цих таблиць видно, що найбільші відхилення $\Delta T = 4562 \text{ Дж}$ та $\Delta T_{\max} = 2347 \text{ Дж}$ спостерігаються при $\Delta\varphi = 180^\circ$. Ці значення майже в чотири рази перевищують відповідні значення при оптимальному значенні кута $\Delta\varphi = 91^\circ$.

Таким чином, запропонована формувальна установка з рекуперативним приводом дозволяє значно зменшити енергетичні витрати і покращити динамічний режим руху всієї установки.

Here is proposed a roller forming plant with a recuperative drive mechanism. It consists of two coupled carts, which are set in motion by the same drive mechanism. The plant's drive mechanism consists of two crank-slide devices, cranks of which are placed on one shaft and shifted between each other on $\pi/2$ angle. The roller forming plant's dynamic analysis was conducted to determine an optimal angle of a shift with different values of it between cranks. The analysis was conducted in accordance with a kinetic energy maximum deviation criterion of forming plant comparing to its average value.

Література

1. Гарнец В.Н., Ловейкин В.С. Оценка эффективности конструкций машин роликового формования // Горные, строительные и дорожные машины.: Респ. межвед. научн.-техн. сб. - 1988. - Вып. 41. - С. 51-55.
2. Кузин В.Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: Автореф. дис. канд. наук. - М, 1981. - 20 с.
3. Назаренко И.И., Ловейкин В.С., Гарнец В.Н. Оптимизация конструктивных параметров привода машин роликового формования // Горные, строительные и дорожные машины.: Респ. межвед. научн.-техн. сб. - 1992. - Вып. 46. - С. 19-25.
4. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. - Киев: УМК ВО, 1990. - 168 с.
5. Гарнец В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. - К.: Будівельник, 1991. - 144 с.

Одержано 11.06.2004 р.